

VŠB -Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra části a mechanismů strojů

Zařízení pro stavění bowlingových kuželek

Device for resetting bowling pins

Student:

Aleš Kikta

Vedoucí práce:

Ing. Šárka Hurníková, Ph.D

Ostrava 2015

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zadání bakalářské práce

Student: **Aleš Kikta**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Zařízení pro stavění bowlingových kuželek**
Device for Resetting Bowling Pins

Zásady pro vypracování:

Navrhnete zařízení pro stavění bowlingových kuželek. Pro návrh použijte typizovanou kuželku. Pro zvedání kuželek volte vhodný mechanismus, poháněný elektromotorem. Elektro část neřešte. Nakreslete sestavu zařízení a výrobní výkres vybraného dílu.

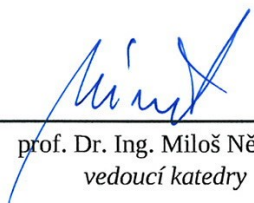
Seznam doporučené odborné literatury:

1. BOLEK, A.; KOCHMAN, J.: *Části strojů 1*. Praha: SNTL, 1990. 775s. ISBN 80-03-00046-7.
2. BOLEK, A.; KOCHMAN, J.: *Části strojů 2*. Praha: SNTL, 1990. 707s. ISBN 80-03-00046-8.
3. DEJL, Zdeněk.: *Konstrukce strojů a zařízení I: Spojovací části strojů. Návrh, výpočet, konstrukce*. 1. vydání. Ostrava: Montanex a.s., 2000. 225 s. ISBN 80-7225-018-3.
4. DRASTÍK, František a kol.: *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu*. 2. dopl. vyd. Ostrava: Montanex a.s., 1999. 722 s. ISBN 80-85780-95-X.
5. KŘÍŽ, R., VÁVRA, P.: *Strojírenská příručka*. 1. vyd. Praha: 1993-1998. 8 svazků.
6. NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*. Druhé vydání Skripto VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8, 111 s.
7. Fotodokumentace (elektronická).
8. Firemní katalogy, prospekty, normy a www-stránky s danou problematikou.


Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Šárka Hurníková, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2014
Datum odevzdání: 18.05.2015


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucí bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

Ostravě: 15.5.2015

.....
Kilka

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 15. 5. 2015

.....


podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce: Aleš Kikta

Adresa trvalého pobytu autora práce: Dolní 311, Frenštát pod Radhoštěm, 74401

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

KIKTA, A., *Zařízení pro stavění bowlingových kuželek*: bakalářská práce. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra části a mechanismy strojů, 2015, 40 s., Vedoucí práce: Hurníková, Š.

Podstatou mé bakalářské práce je zjednodušení funkce zvedacího zařízení pro bowlingové kuželky. Jedná se o provázkové zvedací zařízení, které je konstrukčně jednodušší oproti jiným a proto méně nákladný. Konkrétně navrhuji detailní výpočty pro sestavení řemenového převodu společně s otáčivou hřídelí pohánějíci navíjecí buben, který zvedá kuželky. Na základě výpočtů jsou vytvořeny modely v 3D rýsovacím programu Autodesk Inventor Professional 2013. Tyto modely jsou následně zakomponovány do celé sestavy zařízení. Celá sestava zařízení společně s hnací řemenicí je zobrazena ve formě technické dokumentace.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

KIKTA, A., *Device for resetting bowling pins*: bachelor thesis. Ostrava: VŠB-Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machines and Mechanisms, 2015, 40 p., Thesis head: Hurníková, Š.

The basis of my bachelor thesis is to simplify function of lifting equipment for bowling pins. It is corder lifting equipment which is easier design compared to others, therefore with lower cost. In the thesis there are detail calculations of belt drive including a rotatable shaft which moves a reel for lifting of bowling pins. Based on the calculation outcomes there have been created 3D models in a design system Autodesk Inventor Professional 2013. This models are incorporated into the whole equipment system. Attached technical documentation showses all equipment system including driving sheave.

Obsah

Seznam použitého značení	7
1 Úvod	11
2 Rešerže	12
3 Vlastní řešení provázkového zařízení na zvedání kuželek	16
4 Návrh řemenového převodu	19
4.1 Volba elektromotoru	19
4.2 Výpočet základních parametrů řemenového převodu	19
4.3 Návrh předběžné osové vzdálenosti	20
4.4 Výpočet uzavřené výpočtové délky řemene a nové skutečné osové vzdálenosti	21
4.5 Měnitelná osová vzdálenost	22
4.6 Stanovení počtu řemenů	22
4.7 Kontrola životnosti řemene	23
4.8 Výpočet předpětí řemenového převodu	24
4.9 Výpočet tahových sil působících v řemenu za chodu převodu	25
4.10 Návrh hnací řemenice	26
4.11 Výpočet těsného pera na malé řemenici	27
5 Návrh hřídele	29
5.1 Výpočet reakcí ve směru Z-Y	30
5.2 Výpočet reakcí ve směru Z-X	31
5.3 Výpočet maximálních ohybových momentů	32
5.4 Určení statické bezpečnosti na hřídeli	33
5.5 Určení dynamické bezpečnosti pro jednotlivé vruby	34
6 Výpočet životnosti ložisek	38
7 Závěr	39
8 Použitá literatura	40
9 Seznam příloh	41

Seznam použitého značení

Značka	Název	Jednotka
A	Předběžná osová vzdálenost řemenového převodu	[mm]
A_{MAX}	Maximální osová vzdálenost řemenového převodu	[mm]
A_{MIN}	Minimální osová vzdálenost řemenového převodu	[mm]
A_{SK}	Skutečná osová vzdálenost řemenového převodu	[mm]
A_{SKMAX}	Maximální skutečná osová vzdálenost řemenového převodu	[mm]
A_{SKMIN}	Minimální skutečná osová vzdálenost řemenového převodu	[mm]
B	Šířka ložiska	[mm]
C	Základní dynamická únosnost	[N]
C_0	Základní statická únosnost	[N]
C_K	Součinitel počtu řemenů	[-]
C_L	Součinitel vlivu délky řemene	[-]
C_P	Součinitel vlivu úhlu opásání	[-]
C_α	Součinitel dynamičnosti a pracovního režimu	[-]
D	Vnější průměr kroužku ložiska	[mm]
D_1	Průměr hnací řemenice	[mm]
D_2	Průměr hnané řemenice	[mm]
D_{1max}	Maximální průměr hnací řemenice	[mm]
D_{1min}	Minimální průměr hnací řemenice	[mm]
E	Modul pružnosti pro pryž	[MPa]
F	Obvodová síla na řemenovém převodu	[N]
F_0	Předpětí řemenového převodu	[N]
F_1, F_2	Základní tahové složky ve větvích řemenu	[N]
F_B	Síla od hmotnosti bubnu	[N]
F_C	Tahová složka působící v řemenu	[N]
F_{NS}	Napínací síla	[N]
F_R	Výsledné zatížení	[N]
F_{RA}	Axiální síla od výsledného zatížení	[N]
F_{RC}	Celková síla v radiálním směru	[N]
F_{RR}	Radiální síla od výsledného zatížení	[N]
$F_{\check{R}}$	Síla od hmotnosti řemenice	[N]
F_V	Výslednice tahových sil působících ve větvích řemene	[N]
F_{VK}	Výsledná síla za klidu řemenového převodu	[N]
F_Y	Síla ve směru Y	[N]
F_p	Síla působící na pero	[N]
K	Počet řemenů	[-]
L_{10}	Základní trvanlivost ložiska v miliónech otáčkách	[-]
L_{10h}	Základní trvanlivost ložiska v hodinách provozu	[-]
L_P	Výpočtová šířka drážky řemenice	[mm]
L_p	Normalizovaná délka řemene	[mm]
L'_p	Předběžná délka řemene	[mm]
M	Šířka věnce řemenice	[mm]

M_A	Ohybový moment k bodu A	[Nmm]
M_B	Ohybový moment k bodu B	[Nmm]
M_O	Ohybový moment	[Nmm]
M_{Omax}	Maximální ohybový moment	[Nmm]
M_{Oz-x}	Ohybový moment ve směru z-x	[Nmm]
M_{Oz-y}	Ohybový moment ve směru z-y	[Nmm]
M_{k1}	Krouticí moment na hnací řemenici	[Nmm]
M_{k2}	Krouticí moment na hnané řemenici	[Nmm]
N_o	Ideální jmenovitý výkon na jeden řemen	[kW]
N_p	Skutečný výkon přenášený jedním řemenem	[kW]
P	Dynamické ekvivalentní zatížení	[N]
P_1	Vstupní výkon z elektromotoru do řemenového převodu	[W]
R	Poloměr zaoblení spodní hrany drážky řemenice	[mm]
R_1	Poloměr zaoblení horní hrany drážky řemenice	[mm]
R_A	Výsledná reakce na hřídeli k bodu A	[N]
R_{AA}	Axiální reakce k bodu A	[N]
R_{AR}	Radiální reakce k bodu A	[N]
R_{Az-x}	Reakce na hřídeli k bodu A ve směru z-x	[N]
R_{Az-y}	Reakce na hřídeli k bodu A ve směru z-y	[N]
R_B	Výsledná reakce na hřídeli k bodu B	[N]
R_{BA}	Axiální reakce k bodu B	[N]
R_{BR}	Radiální reakce k bodu B	[N]
R_{Bz-x}	Reakce na hřídeli k bodu B ve směru z-x	[N]
R_{Bz-y}	Reakce na hřídeli k bodu B ve směru z-y	[N]
R_e	Mez kluzu	[MPa]
T	Tloušťka řemene	[mm]
T_1	Krouticí moment z elektromotoru do řemenového převodu	[Nm]
W_k	Modul průřezu v krutu	[mm ³]
W_o	Modul průřezu v ohybu	[mm ³]
X, Y	Koeficienty pro výpočet dynamického ekvivalentního zatížení	[-]
b	Šířka pera	[mm]
b_{min}	Minimální hloubka drážky nad výpočtovou šířkou	[mm]
d	Vnitřní průměr kroužku ložiska	[mm]
d_1	Průměr vrtání hnací řemenice	[mm]
d'_2	Předběžný průměr hřídele	[mm]
d_2	Průměr výstupní hřídele	[mm]
d_{II}	Průměr hřídele pro II kritické místo	[mm]
d_{III}	Průměr hřídele pro III kritické místo	[mm]
e	Eulerovo číslo	[mm]
e_1	Rozteč dvou sousedních os řemenice	[mm]
f	Vzdálenost mezi osou krajní drážky a nejbližší čelní stranou řemenice	[mm]
f_0	Součinitel suchého smykového tření	[-]
f_1	Součinitel vláknového tření	[-]

f_o	Ohybová frekvence	[s ⁻¹]
f_{oD}	Dovolená ohybová frekvence pro klasické průřezy	[s ⁻¹]
f_k	Součinitel tření v klínové drážce	[-]
g	Gravitační zrychlení	[m/s ²]
h	Výška pera	[mm]
h_{min}	Minimální hloubka drážky pod výpočtovou šířkou	[mm]
i_P	Převodový poměr uvnitř elektromotoru	[-]
$i_{\check{R}P}$	Převodový poměr řemenového převodu	[-]
i_{SK}	Skutečný převodový poměr v řemenovém převodu	[-]
k	Počet kol, přes které se řemen ohýbá	[-]
k_1	Bezpečnost proti prokluzu řemene	[-]
k_S	Výsledná statická bezpečnost	[-]
k_{SI}	Dynamická bezpečnost pro I kritické místo	[-]
k_{SII}	Dynamická bezpečnost pro II kritické místo	[-]
k_{SIII}	Dynamická bezpečnost pro III kritické místo	[-]
l	Nastavitelná délka posuvu pro hnací řemenici	[mm]
l'	Výpočtová délka pera	[mm]
l_1	Délka pera	[mm]
m_1	Hmotnost jednoho metru řemene	[kg]
m_C	Celková hmotnost	[kg]
m_{DT}	Hmotnost všech držáků tyčí	[kg]
m_{DT1KS}	Hmotnost jednoho držáku tyče	[kg]
m_K	Hmotnost všech kuželek	[kg]
m_{K1KS}	Hmotnost jedné kuželky	[kg]
m_L	Hmotnost všech lan	[kg]
m_{L1KS}	Hmotnost jednoho lana	[kg]
$m_{\check{R}}$	Hmotnost hnané řemenice	[kg]
m_{ZT}	Hmotnost všech zvedacích tyčí	[kg]
m_{ZT1KS}	Hmotnost jedné zvedací tyče	[kg]
n_1	Vstupní otáčky z elektromotoru do řemenového převodu	[ot/min]
n_2	Otáčky výstupní hřídele	[ot/min]
p	Exponent pro ložiska s čárovým stykem	[-]
s	Pružný skluz	[-]
t	Hloubka drážky v hřídeli	[mm]
t_1	Hloubka drážky v náboji	[mm]
v_1	Obvodová rychlost na hnací řemenici	[m/s]
v_{1max}	Maximální obvodová rychlost pro typ Industrial	[m/s]
Σ	Suma výsledných čísel	[-]
α	Úhel opásání hnací řemenice	[°]
$\hat{\alpha}$	Úhel opásání hnací řemenice	[rad]
α_D	Úhel drážky řemenice	[°]
α_k	Tvarový součinitel namáháný krutem	[-]
α_o	Tvarový součinitel namáháný ohybem	[-]
β	Úhel axiální reakce od spojnice středů řemenic	[°]

γ	Doplňkový úhel	[°]
δ	Úhel opásání hnané řemenice	[°]
λ	Odklon tažné větve od výslednice	[°]
ξ	Odklon výslednice od spojnice středů řemenic	[°]
π	Matematická konstanta (Ludolfovo číslo)	[-]
σ_O	Napětí v ohybu	[MPa]
σ_{OI}	Ohybové napětí pro kritické místo I	[MPa]
σ_{OII}	Ohybové napětí pro kritické místo II	[MPa]
σ_{OIII}	Ohybové napětí pro kritické místo III	[MPa]
σ_{RED}	Redukované napětí	[MPa]
σ_{REDI}	Redukované napětí pro kritické místo I	[MPa]
σ_{REDII}	Redukované napětí pro kritické místo II	[MPa]
σ_{REDIII}	Redukované napětí pro kritické místo III	[MPa]
τ_k	Napětí v krutu	[MPa]
τ_{kI}	Krouticí napětí pro kritické místo I	[MPa]
τ_{kII}	Krouticí napětí pro kritické místo II	[MPa]
τ_{kIII}	Krouticí napětí pro kritické místo III	[MPa]
τ_{kD}	Dovolené napětí v krutu	[MPa]

1 Úvod

V první části této práce se budu zabývat stroji, které jsou již v provozu. Tyto zařízení jsou jednotlivě srovnána a je popsána funkce těchto zařízení.

Další část je věnována zařízení, které navrhuji. Je zde opět popsána funkce a hlavní části tohoto zařízení.

Hlavním tématem této bakalářské práce je navržení zařízení, které bude zvedat typizované kuželky. Hlavním úkolem je zvolit si vhodný a dostupný elektromotor, který bude mít malé otáčky s malým výkonem a od tohoto navrhnout řemenový převod. Tento převod bude redukovat otáčky na výstupní hřídeli. Dalším úkolem je navržení výstupní hřídele. Hřídel poté zkontrolovat staticky i dynamicky. Z reakcí, které budou na hřídeli navrhnut vhodné ložiska, které budou umístěny na hřídeli a přichyceny k rámu stroji.

Součástí této práce je výkresová dokumentace. Na prvním výkresu je sestava celého ústrojí zařízení na zvedání bowlingových kuželek. Na druhém výkresu je celá tato sestava položena na železnou konstrukci postavenou z profilu a pod touto sestavou se nachází bowlingová dráha, na které leží kuželky.

Cíle této práce jsou:

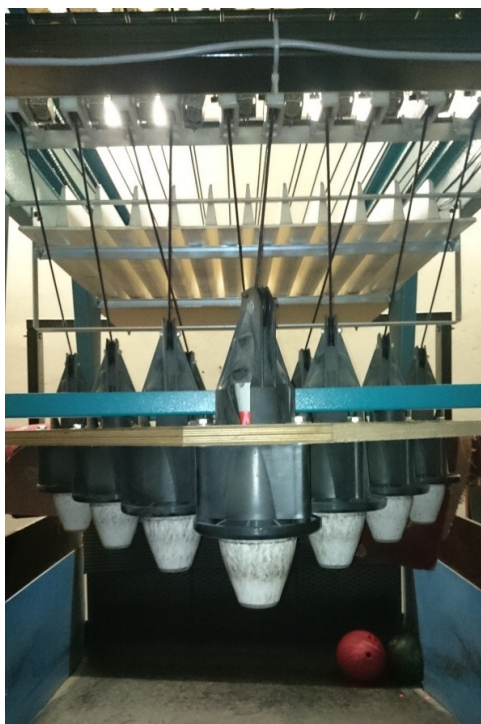
- zpracování rešerše zařízení na zvedání kuželek, které jsou již zavedeny a jsou plně funkční
- popis hlavních částí a funkčnosti mého zařízení
- navržení řemenového převodu
- navržení hřídele s ložisky
- zpracování výkresové dokumentace pro celou sestavu a jeden vybraný díl

2 Rešerše

V této kapitole se zabývám zařízeními, které jsou již plně zaběhnuté v provozu. Zabývám se dvěma zařízeními. První je provázkové zařízení a druhé je bezprovázkové. V této práci se budu také zabývat srovnáním provázkového zařízení s mým návrhem a také bezprovázkového zařízení s provázkovým zařízením.

Provázkové zařízení na zvedání bowlingových kuželek

Jde o zařízení, které využívá provázků a kladek na to, aby se kuželky snadno dostaly do polohy, ve které se ustálí. Po projetí bowlingové koule čidlo zareaguje a předá signál do řídicí jednotky, která vyhodnotí kolik kuželek spadlo. Řídicí deska potom vyšle signál do elektromotoru, který svým krouticím momentem zvedne kuželky přes řetězový převod nahoru, kde se ustálí. V horní části na obr. 1 jsou lana, která jsou vedena přes brzdňý systém. Tento systém odhalí, kolik kuželek má zabrzdit. Zabrzdné kuželky zůstávají v rovnači a zbylé kuželky opět sjedou dolů.



Obr. 1 - Přední pohled na provázkové zařízení zvedající bowlingové kuželky

Na obr. 2 jde vidět řetězový převod, na kterém je umístěna tyč. Na této tyči jsou umístěny kladky. Tyto kladky jsou spojeny provázky, které vedou přes brzdňý systém až ke kuželkám. Řetězový převod se otáčí a tyč se tímto pohybuje zleva doprava. Když se tyč dostane do levé části jsou kuželky dole. Posouváním této tyče do pravé strany se nám začnou kuželky zvedat.



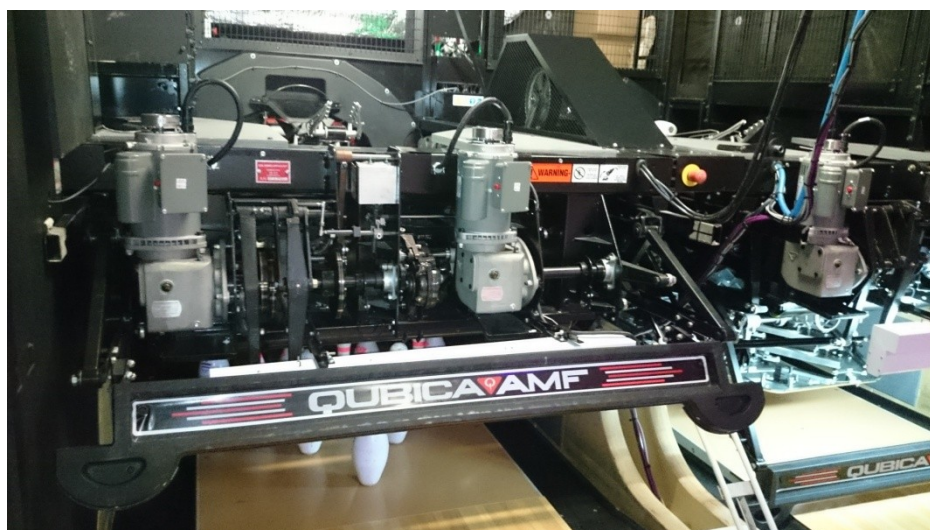
Obr. 2 - Horní pohled na provázkové zařízení zvedající bowlingové kuželky

Srovnání tohoto zařízení s mým zařízením

Hlavní výhodou tohoto zařízení je, že se kuželky tak snadno nezamotají. Velkou nevýhodou je jeho poměrně velká cena, která se pohybuje okolo třístapadesáti tisíc. Tato cena samozřejmě nezahrnuje dráhu ani podavač bowlingových koulí, který je důležitý. Další nevýhodou je složitost stroje a větší rozměry díky posuvu tyče.

Bezprovázkové zařízení na zvedání bowlingových kuželek

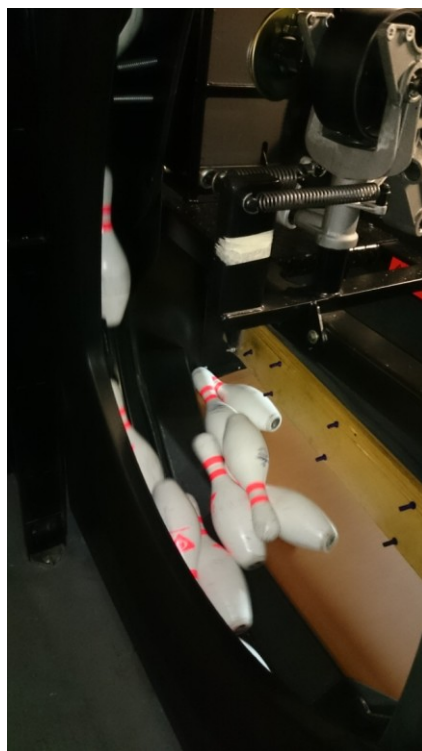
Toto zařízení nepožívá provázky k vyrovnání kuželek, ale velmi složitý systém, který je založen na elektromotorech pákových mechanismů, pásového dopravníku, velkého karuselu a ramena, které umísťuje kuželky.



Obr. 3 - Přední pohled na bezprovázkové zařízení

Po hodu bowlingovou koulí, senzor zareaguje a vyšle signál do řídicí desky, rameno poté sjede dolů, aby zabránilo další kouli shození kuželek. Kuželky které nespadly, vyzvedne nahoru uchopovací deska. Rameno poté všechny ostatní kuželky nahrne do zadní

části, kde je pásový dopravník. Rameno je řízeno elektromotorem přes pákový mechanismus. Toto rameno je v přední části obr. 3. Pásový dopravník dopraví všechny spadlé kuželky do velkého karuselu, což je velké kolo, které se otáčí a má uvnitř úchyty právě pro kuželky. Pásový dopravník i karusel je vidět na obr. 4. Karusel svým otáčivým pohybem posbírání všechny kuželky po jedné a vyzvedává je do horní části.



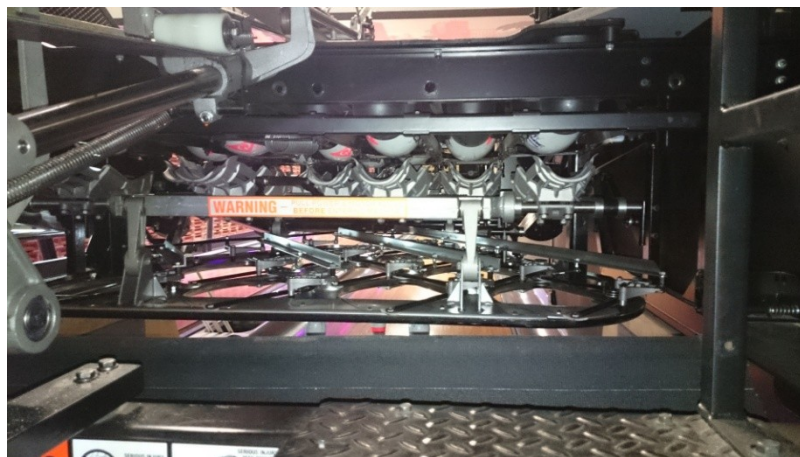
Obr. 4 - Pásový dopravník hrne kuželky do karuselu

V horní části se kuželky z karuselu dostanou na pohyblivé rameno, které jednotlivé kuželky naskládává do připravené formy. Pohyblivé rameno i s formou, do které se skládají jednotlivé kuželky je vidět na obr. 5.



Obr. 5 - Horní pohled na karusel, rameno a formu

V posledním kroku se kuželky, které jsou naskládány do formy, otočí o 90° a poté se dostanou do uchopovací desky. Tato deska je okamžitě položí na dráhu. Rameno, které je před tímto zařízením se zvedne a může se pokračovat v dalším hodu.



Obr. 6 - Zadní pohled na kuželky a uchopovací desku

Srovnání tohoto zařízení s provázkovým zařízením

Ta nejvýznamnější výhoda tohoto zařízení je, že kuželky se po hodu znovu objeví na dráze do 10 sekund, protože v jednom zařízení jsou 2 sady kuželek což výrazně urychluje znovupostavení. To u provázkového zařízení je to minimálně 2-3 krát delší doba. Další výhodou je naprostá nemožnost zamotání, protože kuželky nejsou ovládány provázky. Toto zařízení má však i své nevýhody a to je velmi složitá konstrukce, která je nesmírně náchylná na údržbu. Každé centrum potřebuje jednoho údržbáře, který se bude o toto zařízení starat a udržovat v čistotě a provozu. Další nevýhodou je i velká pořizovací cena, která se pohybuje přes 1 milion korun.

3 Vlastní řešení provázkového zařízení na zvedání bowlingových kuželek

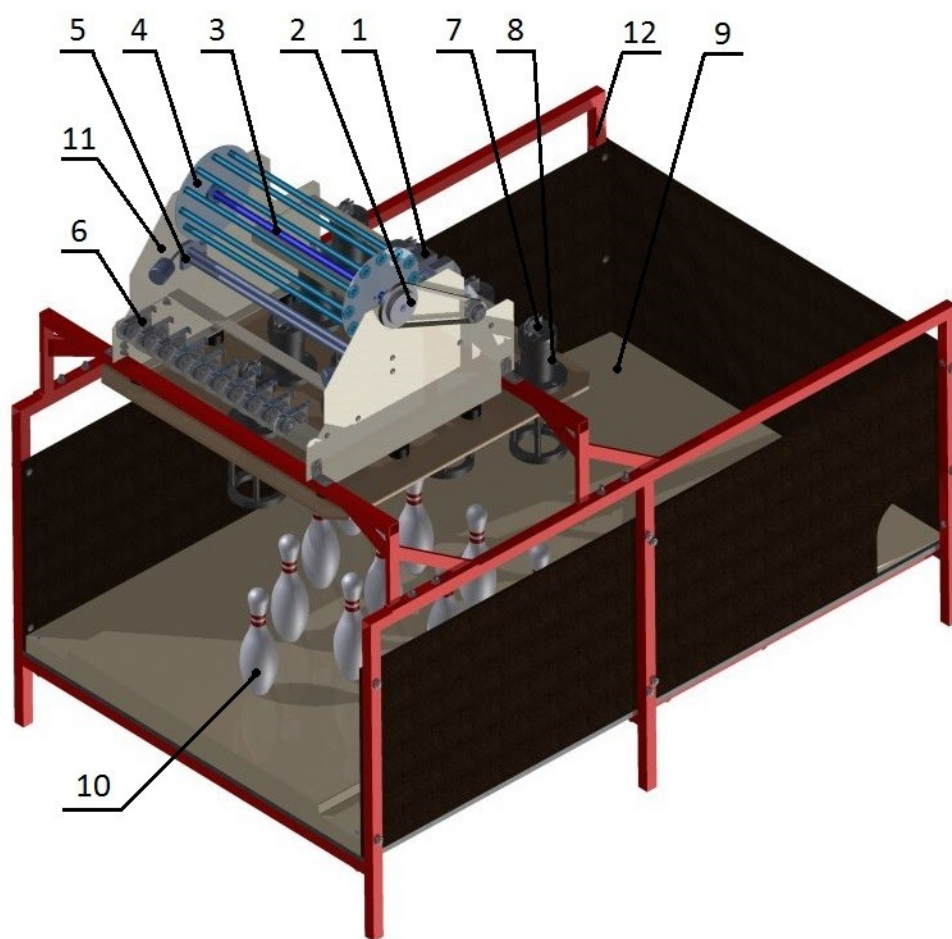
Zařízení, které bylo navrženo je srovnatelné s předchozím provázkovým, které je uvedeno v rešerži. Spoustu věcí je ale uděláno jinak. Hlavní pohyb je rotační od elektromotoru, který vede přes řemenový převod na hřídel. Na tento hřídel je nasazen buben, který otáčivým pohybem přes protizávažnou tyč a dvě kladky, vede provaz do uravnačů. Tyto urovnače ustávají kuželky, které se zvedají z bowlingové dráhy.

Hlavní části toho zařízení:

Hlavní části jsou opozicovány v obr. 7.

- elektromotor (pozice 1)
- řemenový převod (pozice 2)
- výstupní hřídel (pozice 3)
- navíjecí buben (pozice 4)
- protizávažné tyče (pozice 5)
- brzdící systém (pozice 6)
- kladkový mechanismus (pozice 7)
- uravnač kuželek (pozice 8)
- bowlingová dráha (pozice 9)
- bowlingové kuželky (pozice 10)
- plechový rám (pozice 11)
- svařená profilová konstrukce (pozice 12)

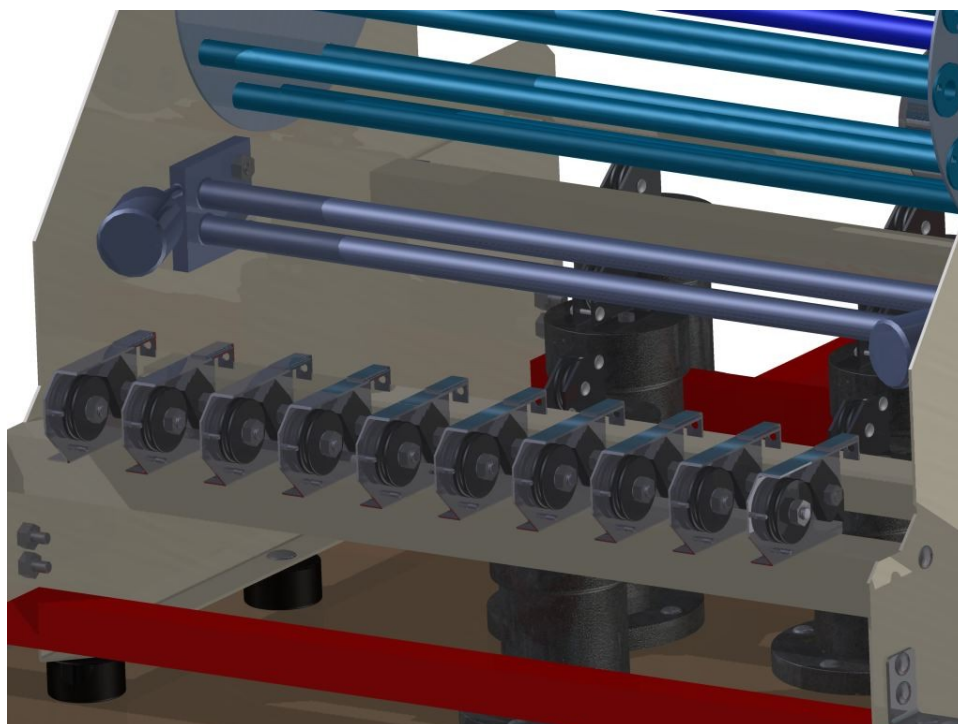
Na obr. 7 jde vidět celková sestava, která je umístěna na profilové konstrukci, pod tímto zařízením je bowlingová dráha, na které stojí kuželky. Tyto kuželky mají pouze posuvný pohyb a to směrem k zařízení a zpět na dráhu. Jakákoliv kuželka, která není ve výchozí poloze je pomocí urovnače, do kterého zajede, srovnána a vrátí se zpět na dráhu.



Obr. 7 - 3D pohled na provázkové zařízení

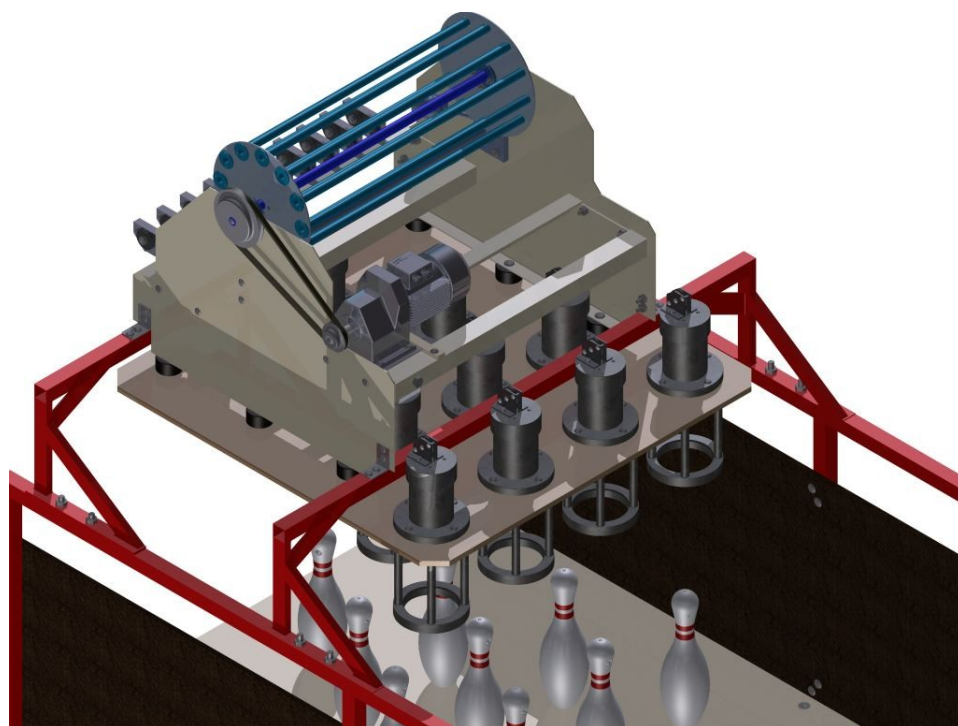
Na dalším obr. 8 je znázorněno brzdny systém s protizávažnými tyčemi. Mezi protizávažnými tyčemi je mezera na provaz. Hlavním úkolem těchto tyčí je nezadření celého mechanismu. Když se kuželky zamotají, vznikne velké napnutí, čímž se protizávažná tyč zvede. Toto zvednutí se dotkne senzoru, který vyšle signál do řídicí desky a ta změní otáčky elektromotoru. Změna otáček elektromotoru způsobí, že se kuželky začnou pohybovat směrem k dráze.

Na obrázku 8 je dále možno vidět brzdny systém, který odhalí spadlou kuželku. Po hodu bowlingovou koulí může kterákoliv kuželka spadnout. Tímto spadnutím se napne provaz, který je veden přes tento brzdny systém. Cívka, která je u tohoto mechanismu, rozpozná spadnutí a posune brzdu, která se může otáčet tak, aby se provaz po vytahnutí nahoru, již nedostal dolů.



Obr. 8 - Brzdňý systém s protizávažnou tyčí

Na obrázku 9 je zadní pohled na celé zařízení. Je zde vidět elektromotor, který je redukován přes řemenový převod. Jsou zde vidět i urovňovače, na nich jsou kladky, které vedou provaz od brzdňých systému skrz urovňovač až ke kuželce. Je zde vidět i uchycení zařízení ke konstrukci pomocí silných plechů, které jsou ohle do tvaru L. Tyto plechy jsou sešroubovány k profilové konstrukci a k plechu rámu.



Obr. 9 - Zadní pohled na provázkové zařízení

4 Návrh řemenového převodu

V této části se zabývám výpočty řemenového převodu. Nejprve si zvolím elektromotor. Z výkonu, krouticího momentu a otáček od elektromotoru budu dále pokračovat s výpočtem

4.1 Volba vhodného elektromotoru

Elektromotor volím od společnosti Siemens. Volím poměrně malý výkon s malými otáčkami. V elektromotoru je převodovka, která redukuje otáčky.

Typ elektromotoru: SIEMENS-Z29-LA71MG4 [8]

Parametry elektromotoru

Výkon elektromotoru:

$$P_1 = 250 \text{ W}$$

Výstupní otáčky u elektromotoru:

$$n_1 = 42 \text{ ot/min}$$

Krouticí moment:

$$T_1 = 56 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Převodovka uvnitř elektromotoru má převodový poměr:

$$i_p = 31,86$$

4.2 Výpočet základních parametrů řemenového převodu

Řemenový převod navrhují úpdů [1].

Volba klínového řemene dle ČSN 02 3111

Volím typ řemene **Z** z důvodů malého vstupního výkonu a malých otáček.

Zvolení minimálního průměru malé řemenice:

Pro typ Z

$$D_{1min} = 63 \text{ mm}$$

Výpočet největšího průměru hnací řemenice:

Volím typ industrial, pro který je definována maximální obvodová rychlost:

$$v_{1max} = 25 \text{ m/s}$$

$$D_{1max} = \frac{60000 \cdot v_{1max}}{\pi \cdot n_1} = \frac{60000 \cdot 25}{\pi \cdot 42} = 11368,2 \text{ mm} \quad (1)$$

Průměr hnací řemenice musí splňovat následující podmínku:

$$D_{1min} \leq D_1 \leq D_{1max}$$

$$63 \leq 80 \leq 11368,2$$

Průměr hnací řemenice je tedy:

$$D_1 = 80 \text{ mm}$$

Výpočet obvodové rychlosti na hnací řemenici:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 0,08 \cdot 42}{60} = 0,176 \text{ m/s} \quad (2)$$

Výpočet hnané řemenice:

$$D_2 = D_1 \cdot i_{\text{ŘP}} = 80 \cdot 2 = 160 \text{ mm} \quad (3)$$

Určení skutečného převodového poměru s ohledem na pružný skluz:

$s = 0,02 \Rightarrow$ Klínový řemen industrial

$$i_{SK} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - s)} = \frac{160}{80 \cdot (1 - 0,02)} = 2,041 \quad (4)$$

Podmínka tolerance převodového poměru musí splňovat následující kritérium:

$$i_{\text{ŘP}} \cdot \left(1 - \frac{\Delta i}{100}\right) \leq i_{SK} \leq i_{\text{ŘP}} \cdot \left(1 + \frac{\Delta i}{100}\right) \quad (5)$$

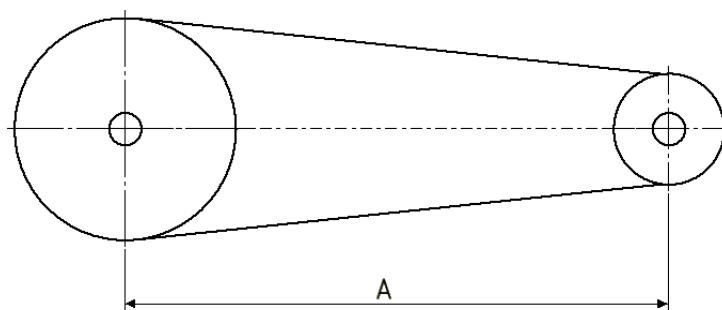
$$2 \cdot \left(1 - \frac{5}{100}\right) \leq 2,041 \leq 2 \cdot \left(1 + \frac{5}{100}\right)$$

$$1,9 \leq 2,041 \leq 2,1$$

Řemenový převod splňuje podmínku tolerance převodového poměru.

4.3 Návrh předběžné osové vzdálenosti

Osovou vzdálenost volím podle minimální a maximální vzdálenosti, kterou si vypočítám.



Obr. 10 - Osová vzdálenost mezi řemenicemi

Určení minimální osové vzdálenosti:

$$A_{MIN} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot (D_2 - D_1) = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot (160 - 80) = 56,57 \text{ mm} \quad (6)$$

Určení maximální osové vzdálenosti:

$$A_{MAX} = 2 \cdot (D_1 + D_2) = 2 \cdot (80 + 160) = 480 \text{ mm} \quad (7)$$

Zvolená, předběžná osová vzdálenost musí splňovat následující podmínku:

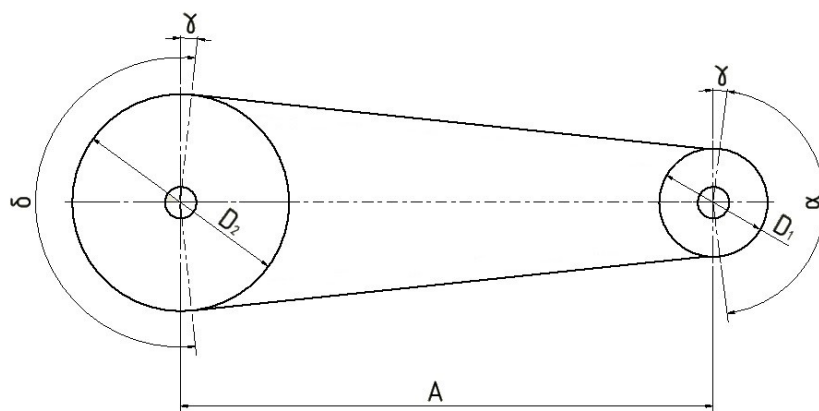
$$A_{MIN} \leq A \leq A_{MAX}$$

$$56,57 \leq 370 \leq 480$$

$$A = 370 \text{ mm}$$

4.4 Výpočet uzavřené výpočtové délky řemene a nové skutečné osové vzdálenosti

Tuto délku řemene vypočítám z úhlů opásání, který je mezi řemenicí a řemenem a ještě z průměrů řemenic.



Obr. 11 - Důležité úhly na řemenovém převodu

Určení úhlu opásání hnací řemenice:

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot A} = \frac{160 - 80}{2 \cdot 370} \Rightarrow \cos \alpha = 167,587 \Rightarrow \alpha = 167^\circ 35' \quad (8)$$

Výpočet doplňkového úhlu:

$$\gamma = 90 - \frac{\alpha}{2} = 90 - \frac{167,587}{2} = 6,206 = 6^\circ 12' \quad (9)$$

Výpočet uzavřené výpočtové délky řemene:

$$L'_p = 2 \cdot A \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \pi \cdot D_1 \cdot \frac{\alpha}{360} + \pi \cdot D_2 \cdot \frac{\delta}{360} \quad (10)$$

$$L'_p = 2 \cdot A \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \pi \cdot D_1 \cdot \left(\frac{1}{2} - \frac{\gamma}{180} \right) + \pi \cdot D_2 \cdot \left(\frac{1}{2} - \frac{\gamma}{180} \right)$$

$$L'_p = 2 \cdot A \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) + \frac{\pi \cdot \gamma}{180} \cdot (D_2 - D_1)$$

$$L'_p = 2 \cdot 370 \cdot \sin \frac{167,587}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (80 + 160) + \frac{\pi \cdot 6,206}{180} \cdot (160 - 80)$$

$$L'_p = 1121,32 \text{ mm}$$

Skutečná délka normalizovaná dle ČSN:

$$L'_p = 1121,32 \text{ mm} \Rightarrow \text{pro typ Z} \Rightarrow L_p = 1120 \text{ mm}$$

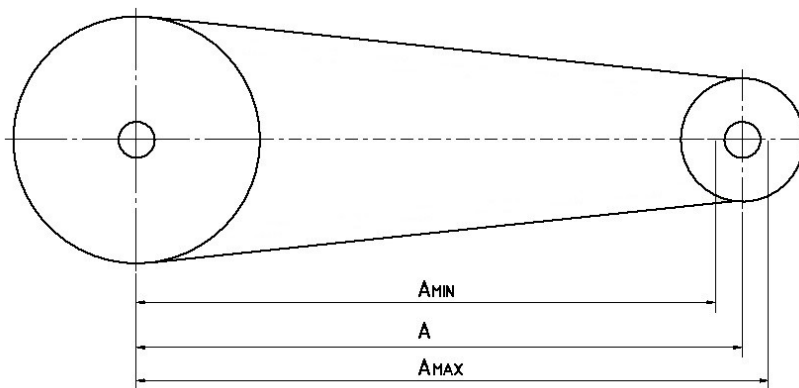
Skutečná osová vzdálenost s ohledem na normalizovanou délku řemene:

$$A_{SK} = \frac{1,04 \cdot L_p - \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) - \frac{\pi \cdot \gamma}{180} \cdot (D_2 - D_1)}{2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}} \quad (11)$$

$$A_{SK} = \frac{1,04 \cdot 1120 - \frac{\pi}{2} \cdot (80 + 160) - \frac{\pi \cdot 6,206}{180} \cdot (160 - 80)}{2 \cdot \sin \frac{167,587}{2}} = 391,869 \text{ mm}$$

4.5 Měnitelná osová vzdálenost

Z důvodu snadné montáže a demontáže musím zajistit, aby byl řemenový převod jednoduše nasazen a demontován. Z tohoto důvodu musím vypočítat nastavitelný posuv na hnací řemenici.



Obr. 12 - Měnitelná osová vzdálenost

Minimální skutečná osová vzdálenost:

$$A_{SK_MIN} = A_{SK} - 0,01 \cdot L_p = 391,869 - 0,01 \cdot 1120 = 380,669 \text{ mm} \quad (12)$$

Maximální skutečná osová vzdálenost:

$$A_{SK_MAX} = A_{SK} + 0,03 \cdot L_p = 391,869 + 0,03 \cdot 1120 = 425,469 \text{ mm} \quad (13)$$

Potřebná nastavitelná délka posuvu pro hnací řemenici:

$$l = A_{SK_MAX} - A_{SK_MIN} = 425,469 - 380,669 = 44,8 \text{ mm} \sim 50 \text{ mm} \quad (14)$$

4.6 Stanovení potřebného počtu řemenů

Výpočet počtu řemenů:

$$K = \frac{P_1}{N_p \cdot C_k} = \frac{0,25}{0,3916 \cdot 1} = 0,638 \quad (15)$$

Celkový počet řemenů:

$$K = 1$$

$C_k = 1 \Rightarrow$ odhaduji 1 řemen

Skutečný výkon přenášený jedním řemenem:

$$N_p = N_o \cdot \frac{C_\alpha \cdot C_L}{C_P} = 0,41 \cdot \frac{0,97276 \cdot 1,08}{1,1} = 0,3916 \text{ kW} \quad (16)$$

Stanovení ideálního jmenovitého výkonu na jeden řemen:

$$N_o = 0,41 \text{ kW} \Rightarrow D_1 = 80 \text{ mm}; i_{SK} = 2,041$$

Stanovení součinitele vlivu délky řemene:

$$C_L = 1,08 \Rightarrow L_p = 1120 \text{ mm}; \text{typ řemene Z}$$

4.6.1. Stanovení součinitele dynamičnosti zatížení a pracovního režimu:

$$C_P = 1,1 \Rightarrow \text{pracovní režim - lehký}$$

=> střídavý elektrický motor pro průmyslové použití

=> počet pracovních směn řemenů = 1

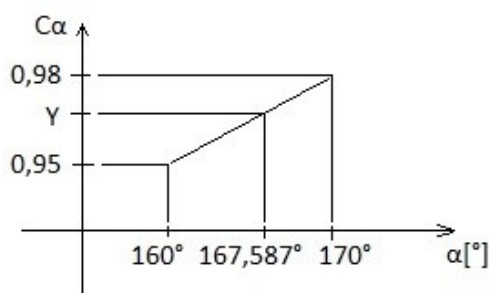
=> při obrácení chodu, častém spouštění se součinitel zvyšuje $1,1 \times$

Stanovení součinitele úhlu opásání řemenem:

Tento součinitel se stanovuje z lineární interpolace.

Tab. 1 - Pomocná tabulka při výpočtu součinitele úhlu opásání

$x_1=170^\circ$	$x=167,587^\circ$	$y_1=160^\circ$	=> úhel opásání
$y_1=0,98$	y	$y_0=0,95$	=> součinitel C_α



Obr. 13 - Znázornění výpočtu lineární interpolace

$$y = y_0 + (x - x_0) \cdot \frac{y_1 - y_0}{x_1 - x_0} \quad (17)$$

$$y = 0,95 + (167,587 - 160) \cdot \frac{0,98 - 0,95}{170 - 160} = 0,97276 \Rightarrow C_\alpha = 0,97276$$

4.7 Kontrola životnosti řemene

Řemen se kontroluje z hlediska ohybové frekvence řemene, to je počet ohybů řemene za sekundu s ohledem na obvodovou rychlost a vypočtenou délku řemene.

Výpočet ohybové frekvence:

$$f_0 = \frac{v_1 \cdot k}{L_p} = \frac{0,176 \cdot 2}{1,12} = 0,314 \text{ s}^{-1} \quad (18)$$

Dovolená ohybová frekvence:

Pro klínové řemeny klasického průřezu je ohybová frekvence takováto:

$$f_{0D} = 40 \text{ s}^{-1}$$

Splnění podmínky kontroly životnosti řemene:

$$f_0 \leq f_{0D}$$

$$0,314 \leq 40$$

Řemen splňuje podmínku ohybové frekvence.

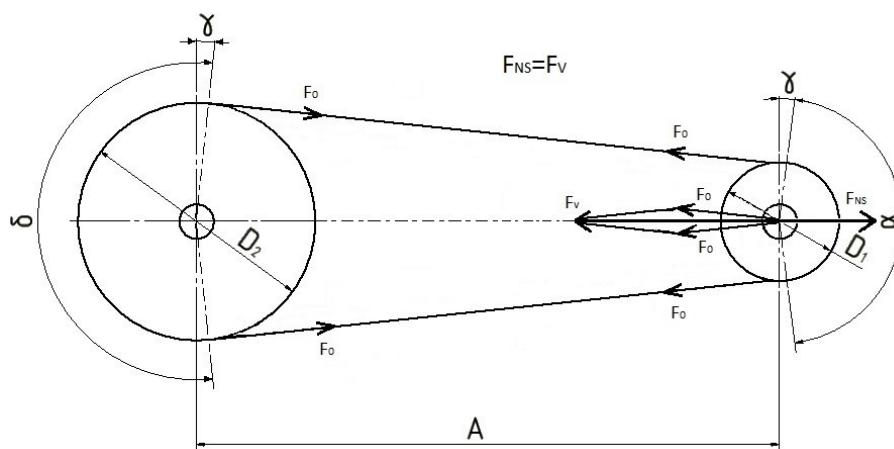
Specifikace navrženého řemene

Navržený řemen bude mít dle ČSN následující tvar:

ŘEMEN Z - 1120 ČSN 02 3110

4.8 Výpočet předpětí řemene

Potřebné předpětí řemene se určuje za klidu stroje. Předpětí F_0 je znázorněno na obr. 14. Výslednice předpětí je rovno napínací síle.



Obr. 14 - Znázornění sil v řemenovém převodu za klidu

Určení obvodové síly:

$$F = \frac{2 \cdot T_1}{D_1} = \frac{2 \cdot 56000}{80} = 1400 \text{ N} \quad (19)$$

Součinitel tření v klínové drážce:

$$f_k = \frac{f_1}{\sin \frac{\alpha}{2}} = \frac{0,3521}{\sin \frac{34}{2}} = 1,2043 \quad (20)$$

$\alpha = 34^\circ \Rightarrow$ průřez řemene Z; $D_1 = 80 \text{ mm}$

Určení součinitele vláknového tření:

$$f_1 = f_0 + 0,012 \cdot v_1 = 0,35 + 0,012 \cdot 0,176 = 0,3521 \quad (21)$$

$f_0 = 0,35 \Rightarrow$ pro pryžový řemen a ocelovou řemenici

Přepočet úhlu opásání ze stupňů na radiány:

$$\alpha = 167,587^\circ$$

$$\hat{\alpha} = \frac{\alpha}{180} \cdot \pi = \frac{167,587}{180} \cdot \pi = 2,925 \quad (22)$$

Potřebné předpětí řemene:

$$F_0 = k_1 \cdot \frac{F}{2} \cdot \frac{e^{f_k \cdot \hat{\alpha}} + 1}{e^{f_k \cdot \hat{\alpha}} - 1} \quad (23)$$

$$F_0 = 1,4 \cdot \frac{1400}{2} \cdot \frac{e^{1,2043 \cdot 2,925} + 1}{e^{1,2043 \cdot 2,925} - 1} = 1039,63 \text{ N}$$

$k_1 = 1,4 \Rightarrow$ volba (1,3 ÷ 1,6)

\Rightarrow relativně lehký převod, lehké rázy

Určení výslednice předpětí:

$$F_{VK} = \sqrt{F_0^2 + F_0^2 - 2 \cdot F_0 \cdot F_0 \cdot \cos \gamma} \quad (24)$$

$$F_{VK} = \sqrt{1039,63^2 + 1039,63^2 - 2 \cdot 1039,63 \cdot 1039,63 \cdot \cos 6,206}$$

$$F_{VK} = 112,55 \text{ N}$$

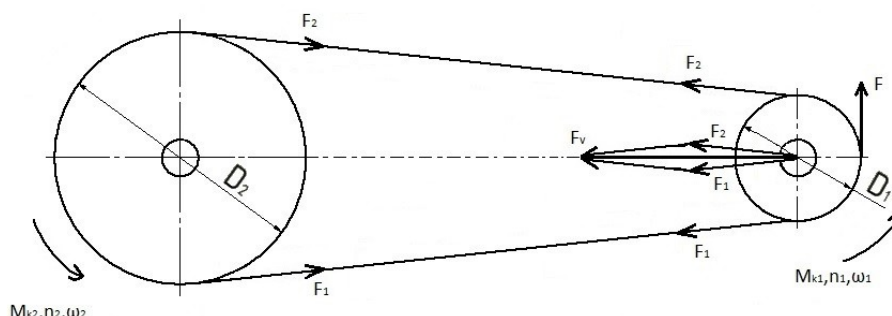
Napínací síla je rovna výslednému předpětí za klidu:

$$F_{VK} = F_{NS}$$

$$F_{NS} = 112,55 \text{ N}$$

4.9 Výpočet tahových sil působících v řemenu za chodu převodu

Tyto síly vypočítáváme, když je převod v chodu. Síly jsou zobrazeny v obr. 15.



Obr. 15 - Znázornění sil v řemenovém převodu za chodu

Výpočet tahové složky působící v řemenu:

$$F_C = m_1 \cdot v_1^2 = 0,0784 \cdot 0,176^2 = 0,0024 \text{ N} \quad (25)$$

Hmotnost 1 metru řemene [9]:

$$m_1 = L_p \cdot 0,07 = 1,12 \cdot 0,07 = 0,0784 \text{ kg} \quad (26)$$

Určení základních tahů ve větvích řemene:

$$F_1 = \frac{(F + F_C) \cdot e^{f_1 \cdot \hat{\alpha}} - F_C}{e^{f_1 \cdot \hat{\alpha}} - 1} = \frac{(1400 + 0,0024) \cdot e^{0,3521 \cdot 2,925} - 0,0024}{e^{0,3521 \cdot 2,925} - 1} \quad (27)$$

$$F_1 = 2177,45 \text{ N}$$

$$F_2 = \frac{F + F_C \cdot e^{f_1 \cdot \hat{\alpha}} - F_C}{e^{f_1 \cdot \hat{\alpha}} - 1} = \frac{1400 + 0,0024 \cdot e^{0,3521 \cdot 2,925} - 0,0024}{e^{0,3521 \cdot 2,925} - 1} \quad (28)$$

$$F_2 = 777,45 \text{ N}$$

Výslednice tahových sil působících ve větvích řemenů:

$$F_V = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos 2 \cdot \gamma} \quad (29)$$

$$F_V = \sqrt{2177,45^2 + 777,45^2 + 2 \cdot 2177,45 \cdot 777,45 \cdot \cos 2 \cdot 6,206}$$

$$F_V = 5132,71 \text{ N}$$

Odklon výslednice od spojnice středů řemenic:

$$\xi = \gamma - \lambda = 6,206 - 0,092 = 6,114^\circ \quad (30)$$

Úhel λ se vypočte ze vztahu:

$$\lambda = \frac{F_1}{F_V} \cdot \sin 2 \cdot \gamma = \frac{2177,45}{5132,72} \cdot \sin 2 \cdot 6,206 = 0,0919^\circ \quad (31)$$

Výsledné zatížení s ohledem na bezpečnost:

$$F_R = (2 \div 2,5) \cdot F_V = 2,2 \cdot 5132,72 = 11291,98 \text{ N} \quad (32)$$

2,2 => malý výkon, lehký provoz, střední rázy

Výpočet ohybového namáhání tahového napětí

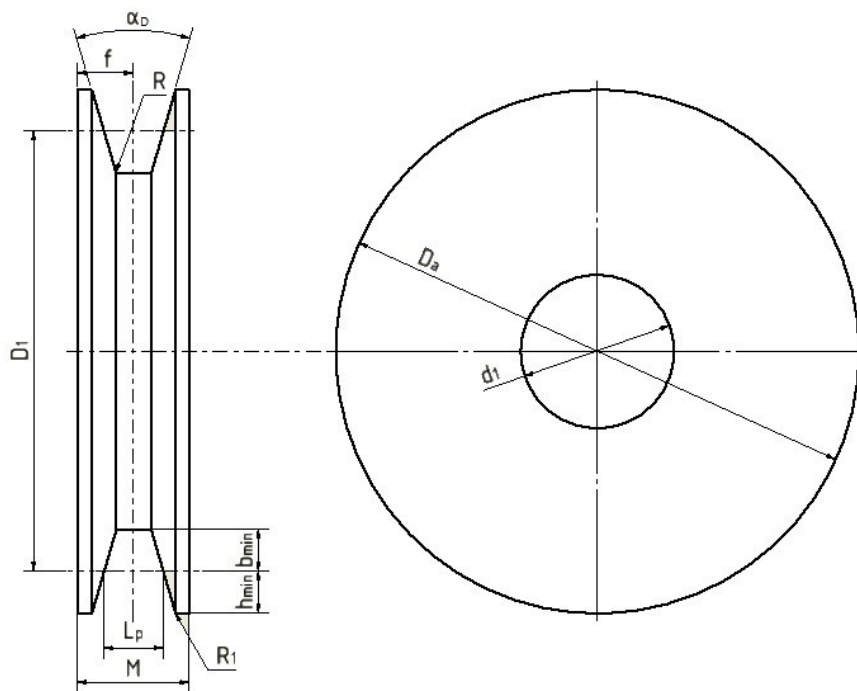
Výsledné ohybové namáhání spočítáme z tloušťky řemene, průměru malé řemenice a modulu pružnosti v tahu pro pryž, protože tam je největší ohybové namáhání tahového napětí.

$$\sigma_{o\check{r}} = \frac{\frac{T}{2} \cdot d\varphi}{\frac{D_1}{2} \cdot d\varphi} = \frac{T}{D_1} \cdot E = \frac{6}{80} \cdot 30 = 2,25 \text{ MPa} \quad (33)$$

$E = 30 \text{ MPa} \Rightarrow$ pro pryž

4.10 Návrh malé klínové řemenice

Rozměry drážek volím pro typ řemene Z. Všechny důležité rozměry jsou znázorněny v obr. 16.



Obr. 16 - Znázornění rozměrů na malé řemenici

Rozměry řemenice:

Výpočtová šířka drážky řemenice:

$$L_p = 8,5 \text{ mm}$$

Hloubka drážky nad výpočtovou šířkou:

$$b_{min} = 2,5 \text{ mm}$$

Hloubka drážky pod výpočtovou šířkou:

$$h_{min} = 7 \text{ mm}$$

Vzdálenost mezi osou krajní drážky a nejbližší čelní stranou řemenice:

$$f = 12 \pm 0,3 \text{ mm}$$

Úhel drážky:

$$\alpha_D = 34^\circ$$

Poloměr zaoblení spodní hrany drážky řemenice:

$$R = 1 \text{ mm}$$

Poloměr zaoblení horní hrany drážky řemenice:

$$R_1 = 0,5 \text{ mm}$$

Výpočet šířky věnce řemenice:

$$M = (K - 1) \cdot e_1 + 2 \cdot f \quad (34)$$

$$M = (1 - 1) \cdot 12 + 2 \cdot 8 = 16 \text{ mm}$$

4.11 Výpočet těsného pera na malé řemenici

Pro tento výpočet musíme znát průměr vrtání řemenice, který si vypočtu z namáhání krutem.

Průměr vrtání řemenice:

$$\tau_K = \frac{M_{k1}}{W_k} \leq \tau_{KD} \quad (35)$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k1}}{\pi \cdot \tau_{KD}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 56000}{\pi \cdot 20}} = 24,25 \text{ mm}$$

Volba dle ČSN 01 4990 dle [7]:

$$\varnothing d_1 = 35 \text{ mm}$$

Předběžný návrh pero pro $\varnothing d_1 = 35 \text{ mm}$ z ČSN 02 2562 dle [7].

Délka pera:

$$l_1 = (25 \div 110) \text{ mm}$$

Hloubka drážky v hřídeli:

$$t = 4,7 \text{ mm}$$

Hloubka drážky v náboji:

$$t_1 = 3,3 \text{ mm}$$

Šířka pera:

$$b = 10 \text{ mm}$$

Výška pera:

$$h = 8 \text{ mm}$$

Výpočet síly působící na pero:

$$F_p = \frac{M_{k1}}{\frac{d_1}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{56000}{\frac{35}{2} + \frac{3,3}{2}} = 2924,3 \text{ N} \quad (36)$$

Určení výpočtové délky pro pero:

$$l' = \frac{F_p}{p_{D2} \cdot t_1} = \frac{2924,3}{120 \cdot 3,3} = 7,38 \text{ mm} \quad (37)$$

Dovolený tlak pro ocelovou řemenici:

$$p_{D2} = 120 \text{ MPa}$$

Výpočet celkové délky pera:

$$l_1 = l' + b = 7,38 + 10 = 17,38 \text{ mm} \quad (38)$$

Zvolení celkové délky pro pera z intervalu dle ČSN 02 2562 [7]:

$$l_1 = (25 \div 110) \text{ mm}$$

$$l_1 = 35 \text{ mm}$$

5 Návrh hřídele

Hřídel budu dimenzovat na krut a poté zkontroluji staticky i dynamicky. U dynamické kontroly spočítám vruby na maximální ohybové napětí a také na krut.

Výpočet síly, která působí na hřídel od bubnu s lany a kuželkami:

Držák tyčí 2ks:

$$m_{DT} = m_{DT1KS} \cdot 2 = 0,8 \cdot 2 = 1,6 \text{ kg} \quad (39)$$

Zvedací tyč 12ks:

$$m_{ZT} = m_{ZV1KS} \cdot 12 = 0,45 \cdot 12 = 5,4 \text{ kg} \quad (40)$$

Lana 10ks:

$$m_L = m_{L1KS} \cdot 10 = 0,1 \cdot 10 = 1 \text{ kg} \quad (41)$$

Kuželky 10ks:

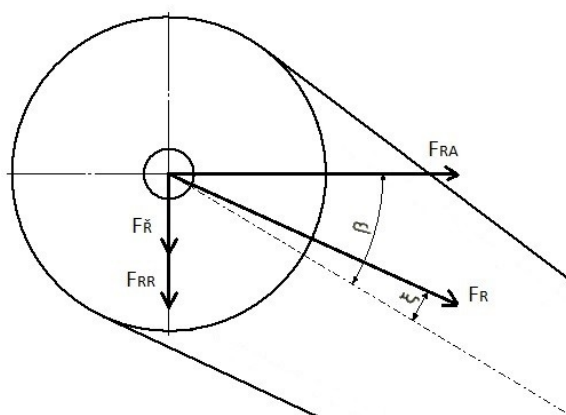
$$m_K = m_{K1KS} \cdot 10 = 1,55 \cdot 10 = 15,5 \text{ kg} \quad (42)$$

Síla, která působí na buben:

$$F_B = m_C \cdot g = (m_{DT} + m_{ZT} + m_L + m_K) \cdot g \quad (43)$$

$$F_B = (1,6 + 5,4 + 1 + 15,5) \cdot 9,81 = 230,54 \text{ N}$$

Výpočet síly od hnací řemenice od hmotností řemenice a výslednici ohybového namáhání od řemenového převodu tyto síly jsou zakresleny v obr. 17.



Obr. 17 - Rozložení výslednice do směrů kolmých na sebe

Výpočet síly, která ohýbá hřídel z hmotnosti řemenice:

$$F_{\ddot{R}} = m_{\ddot{R}} \cdot g = 1,6 \cdot 9,81 = 15,7 \text{ N} \quad (44)$$

Výpočet axiální síly:

$$\cos(\beta - \xi) = \frac{F_{RA}}{F_R} \Rightarrow F_{RA} = \cos(\beta - \xi) \cdot F_R \quad (45)$$

$$F_{RA} = \cos(27,95 - 6,114) \cdot 11291,98 = 10481,81 \text{ N}$$

Výpočet radiální síly:

$$\sin(\beta - \xi) = \frac{F_{RR}}{F_R} \Rightarrow F_{RR} = \sin(\beta - \xi) \cdot F_R \quad (46)$$

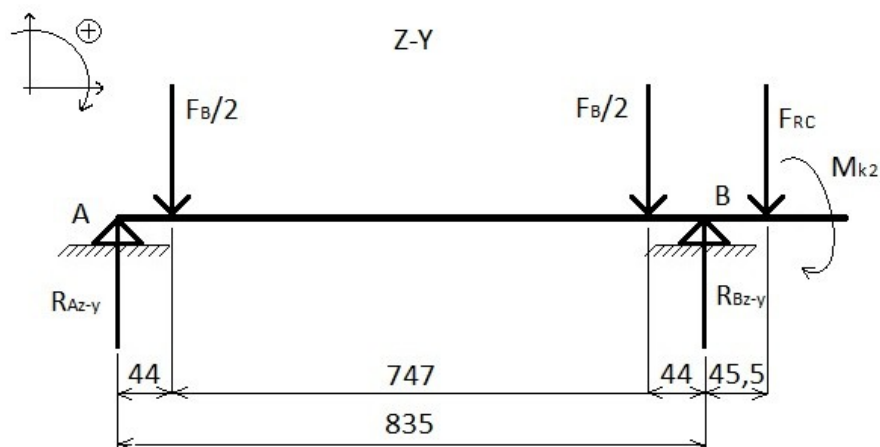
$$F_{RR} = \sin(27,95 - 6,114) \cdot 11291,98 = 4200,01 \text{ N}$$

Výpočet celkové síly v radiálním směru velké řemenice:

$$F_{RC} = F_{\dot{R}} + F_{RR} = 15,7 + 4200,01 = 4215,71 \text{ N} \quad (47)$$

5.1 Výpočet reakcí ve směru Z-Y

V tomto výpočtu spočítám reakce z nosníku, který vidíme na obr. 18. Jsou zde zobrazeny všechny síly, reakce a krouticí moment, který na tento nosník působí v daném.



Obr. 18 - Síly, reakce a krouticí moment ve směru Z-Y znázorněny na nosníku

Výpočet reakce na bod B:

$$\sum M_A = 0 \quad (48)$$

$$M_{k2} + \frac{F_B}{2} \cdot 44 + \frac{F_B}{2} \cdot (44 + 747) - R_{Bz-y} \cdot 835 + F_{RC} \cdot (835 + 45,5) = 0$$

$$R_{Bz-y} = \frac{M_{k2} + \frac{F_B}{2} \cdot 44 + \frac{F_B}{2} \cdot (44 + 747) + F_{RC} \cdot (835 + 45,5)}{835}$$

$$R_{Bz-y} = \frac{108070 + \frac{230,54}{2} \cdot 44 + \frac{230,54}{2} \cdot (44 + 747) + 4215,71 \cdot (835 + 45,5)}{835}$$

$$R_{Bz-y} = 4690,12 \text{ N}$$

Výpočet reakce na bod A:

$$\sum M_B = 0 \quad (49)$$

$$M_{k2} - \frac{F_B}{2} \cdot 44 - \frac{F_B}{2} \cdot (44 + 747) + R_{Az-y} \cdot 835 + F_{RC} \cdot 45,5 = 0$$

$$R_{Az-y} = \frac{-M_{k2} + \frac{F_B}{2} \cdot 44 + \frac{F_B}{2} \cdot (44 + 747) - F_{RC} \cdot 45,5}{835}$$

$$R_{Az-y} = \frac{-108070 + \frac{230,54}{2} \cdot 44 + \frac{230,54}{2} \cdot (44 + 747) - 4215,71 \cdot 45,5}{835}$$

$$R_{Az-y} = -243,87 \text{ N}$$

Kontrola všech sil působících v y-směru:

$$\sum F_Y = 0 \quad (50)$$

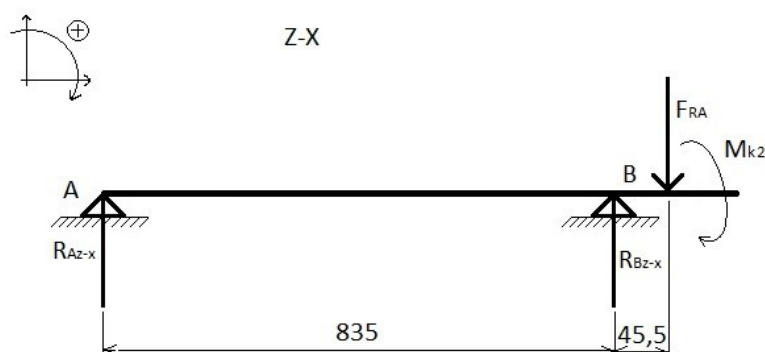
$$R_{Az-y} - \frac{F_B}{2} - \frac{F_B}{2} + R_{Bz-y} - F_{RC} = 0$$

$$-243,87 - \frac{230,54}{2} - \frac{230,54}{2} + 4690,12 - 4215,71 = 0$$

$0 = 0 \Rightarrow$ reakce jsou správně

5.2 Výpočet reakcí ve směru Z-X

V tomto výpočtu spočítám reakce z nosníku, který vidíme na obr. 19. Jsou zde zobrazeny všechny síly, reakce a krouticí moment, který na tento nosník působí v daném směru.



Obr. 19 - Síla, reakce a krouticí moment ve směru Z-X znázorněny na nosníku

Výpočet reakce na bod B:

$$\sum M_A = 0 \quad (51)$$

$$-R_{Bz-x} \cdot 835 + F_{RA} \cdot (835 + 45,5) + M_{k2} = 0$$

$$R_{Bz-x} = \frac{F_{RA} \cdot (835 + 45,5) + M_{k2}}{835}$$

$$R_{Bz-x} = \frac{10481,81 \cdot (835 + 45,5) + 108070}{835}$$

$$R_{Bz-x} = 11182,4 \text{ N}$$

Výpočet reakce na bod A:

$$\sum M_B = 0 \quad (52)$$

$$R_{Az-x} \cdot 835 + F_{RA} \cdot 45,5 + M_{k2} = 0$$

$$R_{Az-x} = \frac{-F_{RA} \cdot 45,5 - M_{k2}}{835}$$

$$R_{Az-x} = \frac{-10481,81 \cdot 45,5 - 108070}{835}$$

$$R_{Az-x} = -700,59 \text{ N}$$

Kontrola všech sil působících v y-směru:

$$\sum F_Y = 0 \quad (53)$$

$$R_{AZ-x} + R_{BZ-x} - F_{RA} = 0$$

$$-700,59 + 11182,4 - 10481,81 = 0$$

$0 = 0 \Rightarrow$ reakce jsou správně

Výsledné reakce v bodě A na hřídeli:

$$R_A = \sqrt{R_{AZ-y}^2 + R_{AZ-x}^2} \quad (54)$$

$$R_A = \sqrt{(-243,87)^2 + (-700,59)^2} = 741,82 \text{ N}$$

Výsledné reakce v bodě B na hřídeli:

$$R_B = \sqrt{R_{BZ-y}^2 + R_{BZ-x}^2} \quad (55)$$

$$R_B = \sqrt{4690,12^2 + 11182,4^2} = 12126,14 \text{ N}$$

Předběžný průměr hřídele z namáhání krutem

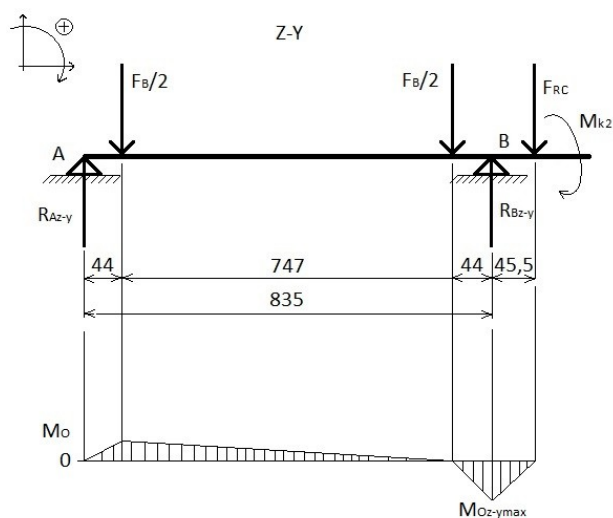
$$\tau_k = \frac{M_{k2}}{W_k} \leq \tau_{kD} \quad (56)$$

$$d'_2 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k2}}{\pi \cdot \tau_{kD}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 108070}{\pi \cdot 25}}$$

$$d'_2 = 28,03 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím } d_2 = 35 \text{ mm}$$

5.3 Výpočet maximálních ohybových momentů

Jak je vidět z obr. 20 a 21, maximální ohybové momenty jsou na bodě B, proto si každé maximum vypočítám zvlášť a poté dopočtu celkový maximální ohybový moment.



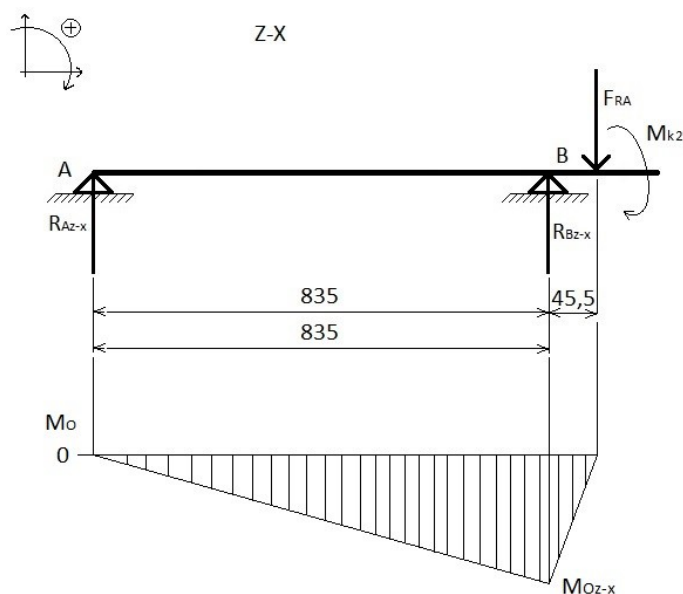
Obr. 20 - Maximální ohybový moment ve směru Z-Y

Výpočet maximálního ohybového momentu pro směr Z-Y:

$$M_{Oz-y} = R_{Az-y} \cdot 835 - \frac{F_B}{2} \cdot (747 + 44) - \frac{F_B}{2} \cdot 44 - F_{RC} \cdot 45,5 \quad (57)$$

$$M_{Oz-y} = -243,87 \cdot 835 - \frac{230,54}{2} \cdot (747 + 44) - \frac{230,54}{2} \cdot 44 - 4215,71 \cdot 45,5$$

$$M_{Oz-y} = -490337,86 \text{ Nmm}$$



Obr. 21 - Maximální ohybový moment ve směru Z-X

Výpočet maximálního ohybového momentu pro směr Z-X:

$$M_{Oz-x} = F_{RA} \cdot 45,5 \quad (58)$$

$$M_{Oz-x} = 10481,81 \cdot 45,5$$

$$M_{Oz-x} = 476922,36 \text{ Nmm}$$

Výpočet výsledného ohybového momentu:

$$M_{Omax} = \sqrt{M_{Oz-y}^2 + M_{Oz-x}^2} \quad (59)$$

$$M_{Omax} = \sqrt{(-490337,86)^2 + 476922,36^2}$$

$$M_{Omax} = 684022,04 \text{ Nmm}$$

5.4 Určení statické bezpečnosti pro hřídel z namáhání krutem a ohybem

Určení napětí krutem:

$$\tau_k = \frac{M_{k2}}{W_k} = \frac{M_{k2}}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{16}} \quad (60)$$

$$\tau_k = \frac{16 \cdot 108070}{\pi \cdot 35^3}$$

$$\tau_k = 12,84 \text{ MPa}$$

Určení napětí ohybem:

$$\sigma_O = \frac{M_{Omax}}{W_O} = \frac{M_{Omax}}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{32}} \quad (61)$$

$$\sigma_O = \frac{32 \cdot 684022,04}{\pi \cdot 35^3}$$

$$\sigma_O = 162,5 \text{ MPa}$$

Výpočet redukovaného napětí na hřídeli:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_O^2 + 3 \cdot \tau_k^2} \quad (62)$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{162,5^2 + 3 \cdot 12,84^2}$$

$$\sigma_{RED} = 164,02 \text{ MPa}$$

Pro materiál ČSN 11 600 (konstrukční ocel) se uvádí mez kluzu [10]:

$$R_e = \min. 325 \text{ MPa}$$

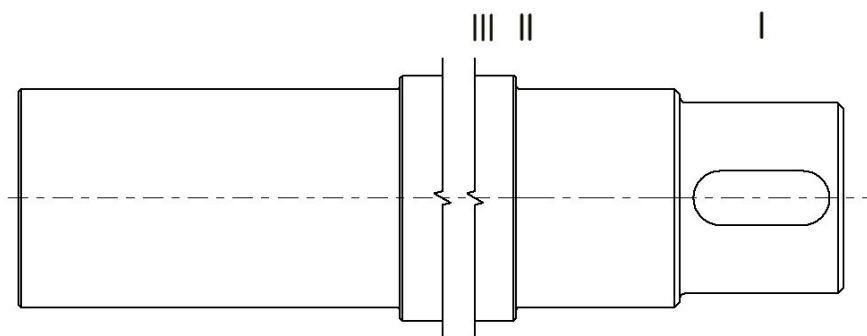
Výsledná statická bezpečnost:

$$k_S = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} \quad (63)$$

$$k_S = \frac{325}{164,02} = 1,98 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

5.5 Určení dynamické bezpečnosti pro jednotlivé vruby

Dynamickou kontrolu provádím pro tři průřezy na hřídeli. Jedná se o drážku pro pero, osazení průměru ložiska a posledním místem je zatížení od bubnu.



Obr. 22 - Kritická místa na hřídeli určená pro kontrolu vrubu

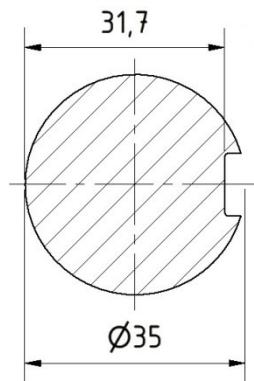
Kritické místo I - drážka pro pero

Kritické místo II - osazení ložiska

Kritické místo III - zatížení od bubnu na největším průměru

Kritické místo I

Toto místo je oslabené z důvodu odebrání materiálu pro drážku na pero na konci hřídele, kde je umístěno řemenové kolo.



Obr. 23 - Zobrazení kritického místa I - drážka pro pero

Výpočet krouticího napětí pro kritické místo I:

$$\tau_{KI} = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_{k2}}{\frac{\pi \cdot (d_2 - t_1)^3}{16}} \quad (64)$$

$$\tau_{KI} = \frac{108070}{\frac{\pi \cdot (35 - 3,3)^3}{16}} = 17,28 \text{ MPa}$$

Výpočet ohybového napětí pro kritické místo I:

$$\sigma_{OI} = \frac{M_O}{W_O} = \frac{F_{RC} \cdot 30}{\frac{\pi \cdot (d_2 - t_1)^3}{32}} \quad (65)$$

$$\sigma_{OI} = \frac{4215,71 \cdot 30}{\frac{\pi \cdot (35 - 3,3)^3}{32}} = 40,44 \text{ MPa}$$

Redukované napětí pro kritické místo I:

Tvarové součinitele namáhané ohybem a krutem pro drážku pro pero provádím podle [3].

$$\sigma_{REDI} = \sqrt{(\sigma_{OI} \cdot \alpha_o)^2 + 3 \cdot (\tau_{KI} \cdot \alpha_k)^2} \quad (66)$$

$$\sigma_{REDI} = \sqrt{(40,44 \cdot 3)^2 + 3 \cdot (17,28 \cdot 2,1)^2}$$

$$\sigma_{REDI} = 136,63 \text{ MPa}$$

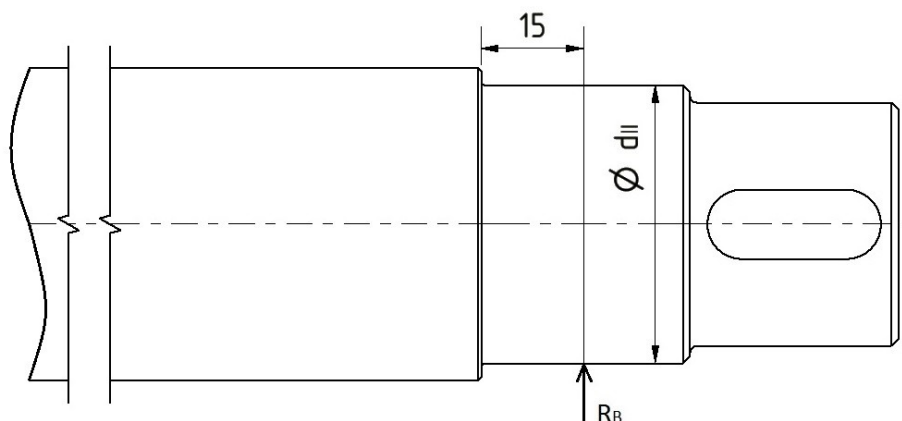
Dynamická bezpečnost pro I kritické místo:

$$k_{sI} = \frac{R_e}{\sigma_{REDI}} \quad (67)$$

$$k_{sI} = \frac{325}{136,63} = 2,38 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kritické místo II

V tomto místě provádím kontrolu osazení. Na tomto průměru je vnitřní kroužek ložiska.



Obr. 24 - Znáznornění kritického místa II

Výpočet krouticího napětí pro kritické místo II:

$$\tau_{KII} = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_{k2}}{\frac{\pi \cdot d_{II}^3}{16}} \quad (68)$$

$$\tau_{KII} = \frac{108070}{\frac{\pi \cdot 40^3}{16}} = 8,6 \text{ MPa}$$

Výpočet ohybového napětí pro kritické místo II:

$$\sigma_{OII} = \frac{M_O}{W_O} = \frac{R_B \cdot 15}{\frac{\pi \cdot d_{II}^3}{32}} \quad (69)$$

$$\sigma_{OII} = \frac{12126,14 \cdot 15}{\frac{\pi \cdot 40^3}{32}} = 28,95 \text{ MPa}$$

Redukované napětí pro kritické místo II:

Tvarové součinitele namáhané ohybem a krutem pro osazení průměru provádím podle [3].

$$\sigma_{REDII} = \sqrt{(\sigma_{OII} \cdot \alpha_O)^2 + 3 \cdot (\tau_{KII} \cdot \alpha_K)^2} \quad (70)$$

$$\sigma_{REDII} = \sqrt{(28,95 \cdot 2,8)^2 + 3 \cdot (8,6 \cdot 2)^2}$$

$$\sigma_{REDII} = 86,36 \text{ MPa}$$

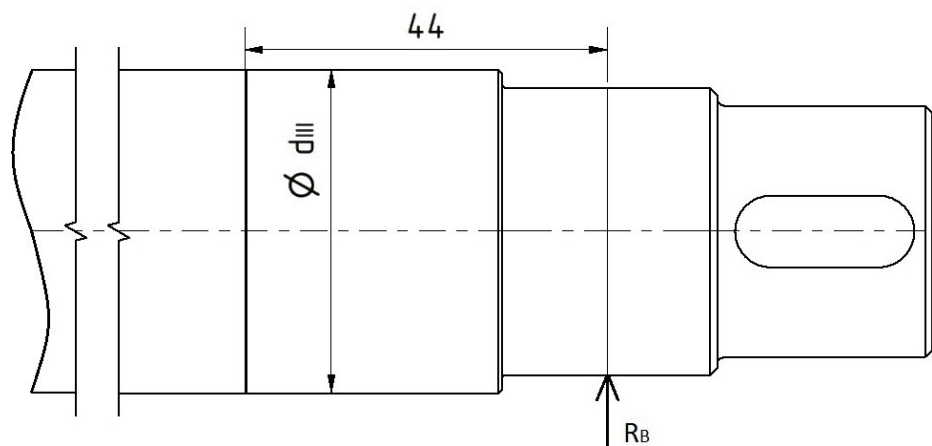
Dynamická bezpečnost pro II kritické místo:

$$k_{sII} = \frac{R_e}{\sigma_{REDII}} \quad (71)$$

$$k_{sII} = \frac{325}{86,36} = 3,76 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kritické místo III

V tomto místě provádím kontrolu největšího průměru hřídele, na kterém je nasazen buben.



Obr. 25 - Znárodnění kritického místa III

Výpočet kroučicího napětí pro kritické místo III:

$$\tau_{KIII} = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_{k2}}{\frac{\pi \cdot d_{III}^3}{16}} \quad (72)$$

$$\tau_{KIII} = \frac{108070}{\frac{\pi \cdot 45^3}{16}} = 6,04 \text{ MPa}$$

Výpočet ohybového napětí pro kritické místo III:

$$\sigma_{OIII} = \frac{M_O}{W_O} = \frac{R_B \cdot 44}{\frac{\pi \cdot d_{III}^3}{32}} \quad (73)$$

$$\sigma_{OIII} = \frac{12126,14 \cdot 44}{\frac{\pi \cdot 45^3}{32}} = 59,64 \text{ MPa}$$

Redukované napětí pro kritické místo III:

Tvarové součinitele namáhané ohybem a krutem pro největší průměr provádím podle [6].

$$\sigma_{REDIII} = \sqrt{(\sigma_{OIII} \cdot \alpha_O)^2 + 3 \cdot (\tau_{KIII} \cdot \alpha_K)^2} \quad (74)$$

$$\sigma_{REDIII} = \sqrt{(59,64 \cdot 4)^2 + 3 \cdot (6,04 \cdot 3,5)^2}$$

$$\sigma_{REDIII} = 241,35 \text{ MPa}$$

Dynamická bezpečnost pro III kritické místo:

$$k_{SIII} = \frac{R_e}{\sigma_{REDIII}} \quad (75)$$

$$k_{SIII} = \frac{325}{241,35} = 1,35 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

6 Výpočet životnosti ložisek

Volba ložisek:

ČSN 024665 SKF 3208E

Základní parametry:

Vnitřní průměr kroužku ložiska:

$$d = 40 \text{ mm}$$

Vnější průměr kroužku ložiska:

$$D = 80 \text{ mm}$$

Šířka ložiska:

$$B = 30 \text{ mm}$$

Základní dynamická únosnost:

$$C = 47500 \text{ N}$$

Základní statická únosnost:

$$C_0 = 34000 \text{ N}$$

Stanovení největších reakcí:

$$R_{AR} = 741,82 \text{ N}$$

$$R_{AA} = 0 \text{ N}$$

$$R_{BR} = 12126,14 \text{ N}$$

$$R_{BA} = 0 \text{ N}$$

$$R_{BR} > R_{AR}$$

Pro výpočet životnosti ložiska beru v potaz větší reakci a to reakci v bodě B.

Výpočet dynamického ekvivalentního zatížení:

$$P = X \cdot R_R + Y \cdot R_A \quad (76)$$

$$P = X \cdot R_{BR} + Y \cdot R_{BA}$$

$$P = 1 \cdot 12126,14 + 1,24 \cdot 0$$

$$P = 12126,14 \text{ N}$$

Výpočet základní trvanlivosti ložiska v miliónech otáčkách:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (77)$$

$$L_{10} = \left(\frac{47500}{12126,14} \right)^3 = 60,1 \text{ mil otáček}$$

Výpočet základní trvanlivosti ložiska v hodinách provozu:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \quad (78)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{47500}{12126,14} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 21} = 47702,7 \text{ hodin provozu}$$

7 Závěr

V této práci bylo navrženo zařízení, které bude zvedat typizované kuželky. Byl použitý mechanismus, který je poháněn elektromotorem. Práce neobsahuje elektro část.

Všechny cíle, které byly určeny ze začátku práce byly splněny. Konkrétně byla zpracována rešerže, která obsahovala dvě zařízení. První je provázkové zařízení na zvedání bowlingových kuželek a druhé bezprovázkové zařízení na zvedání bowlingových kuželek. V rešerži je uvedena jejich hlavní funkce, která za pomoci různých mechanismů zvedá a srovnává kuželky. Dále je uveden popis a funkce zařízení, které jsem navrhnul. Následně byl zvolen vhodný elektromotor. Od tohoto elektromotoru jsem dále navrhl řemenový převod, který redukuje otáčky. V další části byl vypočten hřídel od zatěžujících sil a krouticího momentu od řemenového převodu. Tento hřídel byl zkontrolován staticky i dynamicky. Statická kontrola vyšla tak, že hřídel je mírně předimenzován. Dynamickou kontrolu bylo zjištěno, že nejmenší bezpečnost je u kritického místa III. Toto místo je nejvíce namáháno. Bezpečnost v tomto místě vyšla hodně malá. Ovšem několikanásobné zvětšení zatěžujících sil, z důvodu větší bezpečnosti, nám říká, že toto místo je bezpečné. V poslední části je kontrolní výpočet únosnosti ložisek. Tyto ložiska vydrží přes 47000 hodin provozu.

Po navržení jednotlivých částí, je zhotovena technická dokumentace. Je zhotoven výkres sestavy zvedacího zařízení, výkres sestavy zvedacího zařízení společně s bowlingovou dráhou, konstrukcí a kuželkami, a dále výrobní výkres hnací řemenice.

8 Seznam použité literatury

- [1] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů - teorie + projekty*. Vydání Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2015, 398 s.
- [2] NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*. Druhé vydání Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008, 111 s., ISBN 978-80-248-1782-8
- [3] HAVLÍK, J.: *Přednášky_výpočty a konstrukce strojních dílů*. Vydání Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007, 99 s.
- [4] BOLEK, A.; KOCHMAN, J.: *Části strojů 1*. Praha: SNTL, 1990, 775s., ISBN 80-0300046-7
- [5] BOLEK, A.; KOCHMAN, J.: *Části strojů 2*. Praha: SNTL, 1990, 707s., ISBN 80-0300046-8
- [6] BOHÁČEK, F.: *Části a mechanismy strojů II - Hřídele, tribologie, ložiska*. Brno: VUT Brno, 1987, 215 s., ISBN 55-581-87
- [7] LEINVEBER, J.; ŘASA, J.; VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. Třetí, doplněné vydání: Praha 1999, vydavatelství: Scientia, spol. s.r.o., pedagogické nakladatelství Praha, 986 s., ISBN 80-7183-164-6
- [8] *Siemens elektromotory* [online]. [cit 26.2.2015] Dostupné z: <http://www.industry.siemens.com/drives/global/en/gearedmotor/Pages/Default.aspx>
- [9] *Elotechnik* [online]. [cit 31.3.2015] Dostupné z: http://www.elotechnik.cz/files/products_files/k/klinove-remeny-katalog-elo.pdf
- [10] *CZ ferro steel* [online]. [cit 12.4.2015] Dostupné z: <http://www.czferrosteel.cz/pdf/tyce-11600.pdf>

9 Seznam příloh

Název	Číslo výkresu	Formát
SESTAVA ZVEDACÍHO ZAŘÍZENÍ	000-BC-KIK0007	A1
KUSOVNÍK SESTAVY ZVEDACÍHO ZAŘÍZENÍ	000-01-BC-KIK0007	A4
SESTAVA BOWLINGOVÉHO ZAŘÍZENÍ	001-BC-KIK0007	A1
HNACÍ ŘEMENICE	002-BC-KIK0007	A3